

***IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE***

Applicant: Satoshi NISHII et al.  
Title: INTAKE SYSTEM OF INTERNAL  
COMBUSTION ENGINE  
Appl. No.: Unassigned  
Filing Date: 04/02/2004  
Examiner: Unassigned  
Art Unit: Unassigned

**CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY**

Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing dates of the following prior foreign applications filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith are certified copies of said original foreign applications:

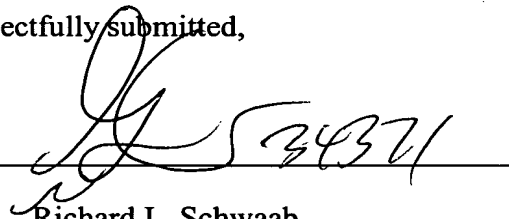
- Japanese Patent Application No. 2003-100201 filed 04/03/2003.
- Japanese Patent Application No. 2003-100197 filed 04/03/2003.

Respectfully submitted,

Date: April 2, 2004

FOLEY & LARDNER LLP  
Customer Number: 22428  
Telephone: (202) 672-5414  
Facsimile: (202) 672-5399

By



Richard L. Schwaab  
Attorney for Applicant  
Registration No. 25,479

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日            2 0 0 3 年   4 月   3 日  
Date of Application:

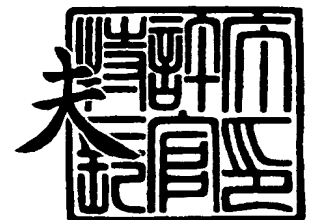
出 願 番 号            特 願 2 0 0 3 - 1 0 0 2 0 1  
Application Number:  
[ST. 10/C] :            [ J . P 2 0 0 3 - 1 0 0 2 0 1 ]

出   願   人            日 産 自 動 車 株 式 有 限 公 司  
Applicant(s):

2 0 0 4 年   2 月 2 7 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康 夫





【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-03215

【提出日】 平成15年 4月 3日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02B 31/00

【発明者】

    【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会  
社内

    【氏名】 酒井 太郎

【発明者】

    【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会  
社内

    【氏名】 細川 裕介

【特許出願人】

    【識別番号】 000003997

    【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

    【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

    【代表者】 カルロス ゴーン

【代理人】

    【識別番号】 100062199

    【住所又は居所】 東京都中央区明石町 1 番 2 9 号 掖済会ビル 志賀内外  
国特許事務所

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 志賀 富士弥

    【電話番号】 03-3545-2251

【選任した代理人】

    【識別番号】 100096459

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 橋本 剛

## 【選任した代理人】

【識別番号】 100086232

【弁理士】

【氏名又は名称】 小林 博通

## 【選任した代理人】

【識別番号】 100092613

【弁理士】

【氏名又は名称】 富岡 潔

## 【手数料の表示】

【予納台帳番号】 010607

【納付金額】 21,000円

## 【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9707561

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の吸気装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置において、

上記吸気ポートをその断面で 2 つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、

この隔壁の上流端に近接して位置する回動可能な板状の弁体からなり、上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、

を備え、

上記隔壁の幅方向の中央部に、上記吸気ポートの長手方向に沿って延び、かつ上記一方の流路の側に凹んだ凹溝部を有し、

上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において、上記隔壁の上流端と上記弁体との間に、上記凹溝部の端縁に沿った形状の間隙が形成されることを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項 2】 上記隔壁の幅方向の両側部を下流側に延長した延長線上に上記吸気制御弁の回転軸が位置し、開位置では、上記弁体が上記隔壁の上記両側部と直線状に連続することを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 3】 上記吸気制御弁が閉位置にあるときに、上記弁体が、吸気流を他方の流路へ案内する方向に傾斜していることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 4】 上記吸気制御弁が閉位置にあるときに、その弁体の一部が、上記隔壁の上記両側部の延長線よりも他方の流路側に突出していることを特徴とする請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 5】 上記弁体は、その閉位置において一方の流路を遮蔽するように回転軸から一方へ延びた主弁部を有するとともに、回転軸から上記主弁部とは反対側へ延びた延長部を有し、閉位置においては、この延長部が他方の流路側に突出し、かつ、開位置においては、上記間隙を狭めるように上記隔壁上流端に近接することを特徴とする請求項 4 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 6】 上記凹溝部は、上記隔壁の上流端から下流端に亘って一定断面形状に形成されていることを特徴とする請求項 1～5 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 7】 上記凹溝部が複数形成されていることを特徴とする請求項 1～6 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 8】 上記隔壁は、シリンダの上下方向を基準として、吸気ポートを上下に区画するように設けられ、上記吸気制御弁によって下側の流路が遮蔽されることを特徴とする請求項 1～7 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 9】 上記隔壁の上方に、吸気弁へ向けて燃料を噴射する燃料噴射弁が配置されており、上記隔壁の下流端における該隔壁と燃料噴霧との干渉を避けるように上記凹溝部が形成されていることを特徴とする請求項 1～8 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 10】 上記隔壁の下流端において上記凹溝部の内側の領域を燃料噴霧が通過することを特徴とする請求項 9 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 11】 各気筒に一对の吸気弁を備えるとともに、上記燃料噴射弁が各吸気弁へ向かう一对の噴霧を形成するように構成され、かつ、上記隔壁の下流端における該隔壁と各燃料噴霧との干渉を避けるように、一对の凹溝部が形成されていることを特徴とする請求項 9 または 10 に記載の内燃機関の吸気装置。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0001】

#### 【発明の属する技術分野】

この発明は、シリンダに接続された吸気ポートを含む内燃機関の吸気装置、特に、シリンダ内のタンブルやスワール等のガス流動の強化を図った吸気装置の改良に関する。

##### 【0002】

#### 【従来の技術】

例えば、火花点火式内燃機関における安定した燃焼の実現のためには、タンブルもしくはスワールといったシリンダ内のガス流動が非常に重要であり、より広い運転領域でガス流動を強化できることが必要である。

## 【0003】

従来から知られているシリンダ内のガス流動を強化する方法の一つは、特許文献1に見られるように、吸気ポートの通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁を用い、吸気ポート内を流れる吸気流を吸気ポートの一方の側に片寄らせる方法である。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポートの下側に吸気制御弁が配置され、吸気ポートの上側に片寄って吸気が流れることで、シリンダ内のタンブルが強化されることになる。

## 【0004】

また、ガス流動を強化する他の方法として、特許文献2あるいは特許文献3に見られるように、吸気ポート内に、その長手方向に沿った隔壁を設けるとともに、この隔壁により区画された一方の流路を開閉弁により開閉するようにした構成が知られている。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポート内を上下に仕切るように隔壁が設けられ、その下側の流路が開閉弁によって閉じられることになる。これにより、上側の流路のみを通してシリンダ内に吸気が入流するため、前述した例に比べて流速や指向性が高く得られ、一般に、タンブル比はより向上する。

## 【0005】

特に、特許文献3は、開閉弁が閉じたときに吸気が入れる隔壁の一方の面に、隔壁長手方向に沿った一対の溝部を設け、吸気弁の弁軸部の側方を通る一対の細い流れを形成するようにした構成を開示している。

## 【0006】

## 【特許文献1】

特開 2002-54535 号公報

## 【0007】

## 【特許文献2】

特開平 6-159079 号公報

## 【0008】

## 【特許文献3】

特開 2001-193469 号公報

**【0009】****【発明が解決しようとする課題】**

上記のような公知の方法は、いずれも、ガス流動強化時に、吸気ポートの通路断面積を、吸気制御弁等によって実質的に減少させることになり、ベースとなる吸気ポート断面積に対する有効な通路断面積の割合を「開口率」として定義すると、一般に、開口率が小さいほどガス流動が高く得られる。しかしながら、開口率を小とすると、通気抵抗は増大し、シリンダ内に吸入可能な吸気量が減少するので、吸気制御弁等を閉じてガス流動を強化することができる運転条件は、比較的狭い範囲に制限されてしまう。

**【0010】**

この発明は、開口率を過度に小さくすることなくシリンダ内のガス流動を強化することができる内燃機関の吸気装置を提供することを目的とする。

**【0011】****【課題を解決するための手段】**

この発明は、内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置を前提としており、上記吸気ポートをその断面で2つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、を備えている。上記吸気制御弁は、回転軸を中心に回転可能な板状の弁体からなり、上記隔壁の上流端に近接して位置している。そして、本発明では、上記隔壁の幅方向の中央部に、吸気ポートの長手方向に沿って延びるとともに上記の一方の流路の側に凹んだ凹溝部を有し、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において、上記凹溝部の端縁に沿った形状の間隙が形成されるようになっている。

**【0012】**

本発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、他方の流路のみを通して吸気がシリンダ側へ流れることになり、吸気弁の周囲の一方に片寄った位置から相対的に多くの吸気がシリンダ内に流れ込む。これと同時に、吸気制御弁が吸気流を絞ることによって該吸気制御弁の下流側に局部的な圧



力低下が生じ、これが、連通路となる間隙の出口側（他方の流路に面する側）に作用する。従って、吸気制御弁で遮蔽された一方の流路の下流側の端部と上記間隙との間で圧力差が発生し、上記端部から吸気が吸い込まれるとともに、吸気ポートの上流側へ向かって逆に流れ、かつ上記間隙を通して他方の流路へと合流する。つまり、遮蔽した流路を介して吸気の一部が上流側へと還流する。そのため、吸気弁の周囲を通る吸気流の流量ないしは流速の不均衡が一層拡大し、シリンダ内のガス流動が効果的に強化される。

#### 【0013】

ここで、上記の局所的な圧力低下は、他方の流路を流れる吸気流の流速に依存するので、吸気ポートの中心付近つまり隔壁の幅方向の中央部では大きな圧力低下が生じるのに対し、吸気ポートの壁面付近つまり隔壁の幅方向の両側部では圧力低下は小さい。本発明では、隔壁の中央部が凹溝部として一方の流路の側に凹んでいるので、閉位置においては、両側部に比べて相対的に大きな間隙が確保される。そのため、吸気ポートの中心付近の流れを有効に利用して上述の還流作用を得ることができる。また、隔壁の上流端の位置および弁体の下流端の位置を変えずに、閉位置において、実質的な間隙をより大きく得ることができる。

#### 【0014】

なお、本件の請求項における「吸気ポート」という用語は、必ずしもシリンダヘッド内部の部分のみを意味するのではなく、態様によっては、その上流側の一部が、シリンダヘッド外部の他の部材、例えば吸気マニホルドの一部として構成される場合も含む。例えば、後述する実施例では、シリンダヘッド内に形成された吸気ポート部分と吸気マニホルドブランチ部内の通路の先端部分とを含めた範囲が請求項の「吸気ポート」に相当する。

#### 【0015】

##### 【発明の効果】

この発明に係る内燃機関の吸気装置によれば、吸気制御弁が遮蔽した流路を介して一部の吸気が還流することによってシリンダ内のガス流動を効果的に向上させることができ、特に、吸気制御弁による開口率を小さくせずにより強いガス流動を得ることができる。従って、通気抵抗の増加に伴うポンピングロスの増加が

抑制され、またシリンダ内に流入する吸気量を多く確保できることから広範な運転領域でガス流動の強化が図れる。

#### 【0016】

特に、本発明によれば、流速が高い吸気ポート中心付近の流れを利用して、吸気の還流作用をより確実に得ることができる。

#### 【0017】

##### 【発明の実施の形態】

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

#### 【0018】

図1および図2は、この発明をポート噴射型火花点火式内燃機関の吸気装置に適用した第1実施例を示しており、これは、ガス流動としてタンプルの強化を図った例である。シリンダブロック1に円筒状のシリンダ2が複数形成されているとともに、その頂部を覆うシリンダヘッド3に、ペントルーフ型の燃焼室4が凹設されている。この燃焼室4の2つの傾斜面にそれぞれ開口するように、吸気ポート5および排気ポート6が形成されており、吸気ポート5の先端を吸気弁7が開閉し、かつ排気ポート6の先端を排気弁8が開閉している。ここで、吸気ポート5は、先端部が中央壁部15を介して二股状に分岐しており、各気筒に一对設けられた吸気弁7がそれぞれの先端を開閉している。同様に、排気弁8も各気筒に一对設けられている。そして、これらの4つの弁に囲まれた燃焼室4中心部に、点火栓9が配置されている。なお、シリンダ2内に配置されたピストン10は、本発明の要部ではないので、頂面が平坦な単純形状として図示してあるが、必要に応じてタンプルを用いた燃焼に適した所望の形状に構成される場合もある。

#### 【0019】

そして、図1に示すように、本実施例では、吸気ポート5をその断面で上下2つの領域に区画するように、吸気ポート5の長手方向に沿った隔壁11が設けられている。この隔壁11は、例えばアルミニウム合金にてシリンダヘッド3を鋳造する際に別体の金属板（例えば銅板）を鋳込むことによって構成されており、その下流端11aができるだけ下流側つまり吸気弁7に近い位置となるように配置されている。より詳しくは、吸気ポート5が二股状に分岐する中央壁部15上

流の分岐点 15 a の直前まで、上記下流端 11 a が延びている。ここで、図示例では、クランクシャフト（図示せず）と直交する平面に沿った断面（図 1）において、隔壁 11 が存在する長手方向の部分で吸気ポート 5 がほぼ直線状をなし、これに対応して隔壁 11 もほぼ直線状の断面形状をなしているが、必ずしもこれに限定されるものではなく、吸気ポート 5 が湾曲している場合には、これに沿うように湾曲した隔壁 11 が設けられる。また、隔壁 11 の上流端 11 b は、吸気マニホルド 21 が取り付けられるシリンダヘッド 3 の吸気マニホルド取付座面 22 付近にまで延びている。なお、吸気マニホルド取付座面 22 の機械加工の際に、鋼板等からなる隔壁 11 に工具が接触することのないように、隔壁 11 の上流端 11 b を、吸気マニホルド取付座面 22 から内側（吸気ポート 5 下流側）に極僅かだけ後退させるようにしてもよい。

#### 【0020】

上記のように隔壁 11 が設けられていることにより、吸気ポート 5 内は、その下流側部分を除き、上側の通路状部分つまり第 1 流路 5 A と下側の通路状部分つまり第 2 流路 5 B とに分割される。

#### 【0021】

なお、当業者には明らかなように、本明細書において吸気ポート 5 や吸気流等についての「上」「下」とは、シリンダ 2 の上下を基準とするものであり、空間上の絶対的な上下の意味ではない。

#### 【0022】

上記隔壁 11 は、所定の板厚の金属板から構成されているが、本実施例では、その幅方向（機関前後方向に沿った方向）の中央部を下方つまり第 2 流路 5 B 側に凹ませることで、吸気ポート 5 の長手方向に沿って延びる凹溝部 11 A が形成されている。この凹溝部 11 A は、隔壁 11 の全長（下流端 11 a から上流端 11 b まで）に亘って一定の断面形状に形成されており、下流端 11 a 付近の断面である図 3 および図 2 に示すように、広い溝幅を有するとともに、この溝幅に比して浅い深さを有する偏平な溝形状をなし、かつ底部両側が適宜な R 形状をなしている。また、上記隔壁 11 において上記凹溝部 11 A の両側部に残る一对のフランジ部 11 B は、図 3 に示すように、互いに同じ面に沿って形成されており、

その側縁が上述のようにシリンダヘッド 3 の母材に鑄込まれている。

### 【0023】

また上記吸気ポート 5 は、上記吸気マニホルド 21 の各気筒毎のブランチ部 23 におけるブランチ部通路 24 に連続しており、これによって、上流側の図示せぬコレクタ部から各シリンダ 2 に至る気筒毎の吸気通路が構成されている。上記ブランチ部通路 24 は、吸気ポート 5 に近い下流側部分では、吸気ポート 5 の形状に沿った直線状をなし、かつこれよりも上流側の部分では、上方に位置するコレクタ部へ向かって上方へ湾曲している。

### 【0024】

そして、上記ブランチ部通路 24 の下流側の端部に、上記隔壁 11 により区画されてなる下側の第 2 流路 5B を入口側つまり上流端で遮蔽するように、各気筒毎に吸気制御弁 31 が設けられている。この吸気制御弁 31 は、回転軸 32 を中心に回動可能な板状の弁体 33 を備えたもので、上記回転軸 32 が、上記隔壁 11 の両側部つまりフランジ部 11B を上流側へ延長した延長線上、特に、吸気マニホルド 21 のブランチ部 23 側に位置し、この回転軸 32 に、板状をなす弁体 33 の一端が固定されている。詳しくは、上記弁体 33 は、上記の第 2 流路 5B を開閉するために回転軸 32 から一方へ延びた主弁部 33a を有するとともに、これとは反対側へ相対的に短く延びた延長部 33b を有している。上記主弁部 33a は、ブランチ部通路 24 の下側の断面形状に応じて、楕円を 2 分したような形状（図 2 参照）をなしている。これに対し、上記延長部 33b の先端つまり下流端 33c は、本実施例では、図 2 に示すように、吸気マニホルド取付座面 22 および回転軸 32 と平行な直線状をなしている。また、上記回転軸 32 は、上記隔壁 11 の上流端 11b に近接しているものの、少なくとも上記延長部 33b が干渉しない程度に、上記上流端 11b から離れている。本実施例では、上記延長部 33b の先端つまり下流端 33c が、ブランチ部 23 の先端フランジ面（吸気マニホルド取付座面 22 と実質的に同じ面）よりも僅かに上流側に後退して位置している。

### 【0025】

上記回転軸 32 は、図示せぬアクチュエータに係合しており、タンブルを強化

すべき運転条件では、弁体 33 が図示の姿勢のような閉位置に制御され、下側の第 2 流路 5 B を、その入口側で遮蔽する。このとき、主弁部 33 a は回転軸 32 より上流側にあり、吸気制御弁 31 上流側から流れてきた吸気流を上側の第 1 流路 5 A へ案内する方向に、弁体 33 が傾斜した状態となる。換言すれば、このような所定の傾斜位置で回転軸 32 より下側の領域を完全に塞ぐように、上記主弁部 33 a の外形状が設定されている。上記の閉位置における弁体 33 の傾斜角  $\theta$  (隔壁 11 を上流側へ延長した線 m と弁体 33 とのなす角) は、 $30^{\circ} \sim 40^{\circ}$  程度である。また、このような閉位置に回転すると、主弁部 33 a の反対側に位置する下流側の延長部 33 b は、隔壁 11 (詳しくはフランジ部 11 B) よりも上方つまり第 1 流路 5 A 側に突出した状態となる。そして、隔壁 11 の上流端 11 b と弁体 33 の延長部下流端 33 c との間には、第 1 流路 5 A 上流端と第 2 流路 5 B 上流端とを連通させる連通路となる適宜な大きさの間隙 12 が生じる。

#### 【0026】

ここで、本実施例では、前述したように隔壁 11 が凹溝部 11 A を備えているので、上記隔壁 11 の上流端 11 b の端縁は、立体的に見て単純な直線ではなく、中央部が下方へ凹んだ形となる。なお、隔壁 11 の上流端 11 b の端面は、吸気マニホールド取付座面 22 と平行な面に沿っており、実質的に、フランジ部 11 B に対し垂直な平面に沿ったものとなっている。

#### 【0027】

従って、上記のように吸気制御弁 31 が閉位置にあるときに、直線状をなす弁体下流端 33 c との間に生じる間隙 12 は、図 4 に弁体 33 の傾斜角  $\theta$  に沿った矢印  $\beta$  方向から見た図を示すように、両側部のフランジ部 11 B 部分において相対的に小さく、かつ中央部の凹溝部 11 A 部分において相対的に大きい。換言すれば、吸気ポート 5 の中心付近に十分に大きな間隙 12 が確保され、吸気ポート 5 の壁面に近い位置での間隙 12 は小さい。

#### 【0028】

一方、吸気量が大となる運転条件、例えば高速高負荷域では、上記吸気制御弁 31 は、吸気ポート 5 の長手方向に沿った開位置に制御され、第 2 流路 5 B を開放することとなる。この開位置では、上記弁体 33 が隔壁 11 のフランジ部 11

Bと直線状に連続した姿勢となり、吸気流と平行となる。そして、延長部33bも上記隔壁11のフランジ部11Bと直線状に整列し、延長部33bの先端（下流端33c）と隔壁11の上流端11bとが互いに隣接した状態となる。

#### 【0029】

また、各気筒の吸気ポート5へ向けて燃料を噴射する燃料噴射弁41が、シリンダヘッド3の吸気ポート5上方に配置されている。この燃料噴射弁41は、一对の吸気弁7に対応して略V字形に分岐した一对の噴霧を形成し得る形式のもので、図1に示すように、吸気弁7の弁頭部を指向した噴霧Fが隔壁11と干渉することのないように、比較的下流側つまり吸気弁7寄りに配置されている。例えば、その噴口部つまり先端部が、隔壁11の中間部の上方に位置している。そして、この燃料噴射弁41の噴霧Fが通過する凹部42が、吸気ポート5の上壁面に形成されている。

#### 【0030】

ここで、上記噴霧Fは、図3に示すように、隔壁11の下流端11aにおいては、凹溝部11A内側の凹んだ領域を通過する。換言すれば、この凹溝部11Aの下側に凹んだ形状を利用して、隔壁11と一对の噴霧Fとの干渉を避けつつ、隔壁11をできるだけ下流側まで延ばした構成となっている（図1参照）。従って、上記凹溝部11Aの溝幅や深さは、上流端11bで形成される間隙12の大きさと併せて、下流端11aでの噴霧Fとの位置関係を最大限に考慮したものとなっている。図3の例では、V字形に広がる一对の噴霧Fを包含するように、凹溝部11Aの溝幅が設定され、かつそれぞれの噴霧Fの下方の一部が凹溝部11A内を通過する。

#### 【0031】

なお、図示しないが、この内燃機関は、排気系から吸気系に排気の一部を還流させるために、排気還流制御弁などを含む公知の排気還流装置を備えており、特に、シリンダ2内のタンブルを積極的に利用して高い排気還流率の下での安定した燃焼を実現することにより、部分負荷域での燃費低減を図った構成となっている。還流排気は、吸気マニホールド21の図示せぬコレクタ部などにまとめて導入してもよく、あるいは、各気筒のブランチ部通路24にそれぞれ分配して導入す

ることも可能である。

### 【0032】

次に、図5の説明図を用いて、上記実施例の構成における基本的な作用について説明する。吸気行程において、吸気弁7が開き、かつピストン10が下降すると、吸気は、吸気弁7周囲の弁隙間を通して、シリンダ2内に流入する。このとき、吸気制御弁31が開位置にあれば、第1流路5Aおよび第2流路5Bの双方を通して吸気が流れ、吸気弁7の周囲の各部からほぼ均等に吸気が流れ込むので、シリンダ2内に発生するガス流動は比較的弱い。

### 【0033】

これに対し、吸気制御弁31が図5に示すように閉位置に制御されると、下側の第2流路5Bが遮蔽され、上側の第1流路5Aのみを通して吸気がシリンダ2側へ流れることになる。特に、図5に示すように吸気ポート5の上側の内壁面5a（以下、上側内壁面5aと記す）に沿って吸気流が偏在し、吸気ポート5の下側の内壁面5b（以下、下側内壁面5bと記す）に沿う流れは非常に少ない。そのため、吸気弁7の周囲について見たときに、吸気弁7の下側つまりシリンダ2外周に近い側の弁隙間20aでは、吸気の流量が少ないとともに、流速も低く、また吸気弁7の上側つまり点火栓9に近い側の弁隙間20bでは、吸気の流量が多いとともに、流速も高くなる。この結果、シリンダ2内には、矢印で示すように、吸気弁7側から排気弁8側を経てピストン10頂面へと向かうタンブル（いわゆる順タンブル）が生じる。そして、本実施例では、吸気制御弁31が図示のように閉位置にあると、この部分が絞り部となって吸気流が第1流路5Aのみを流れるように絞られるので、第1流路5Aにおいて、隔壁11の上流端11b付近で、局所的な圧力低下が生じ、破線13で示すような低圧領域が発生する。第1流路5Aと第2流路5Bとの間の連通路となる間隙12は、この低圧領域13に向かって開口する形となるので、第2流路5Bの下流側の開口端14との間で圧力差が生じる。そのため、上記開口端14が吸気取り入れ口となり、上記圧力差によって、上記開口端14から吸気を取り込まれるとともに、吸気ポート5の上流側へ向かって逆に流れ、かつ間隙12から第1流路5Aへと合流する。つまり、第1流路5A通過後に吸気ポート5の下側の領域へと拡がろうとした吸気が

第2流路5Bを通して上流側へ還流し、上側の第1流路5Aへと戻されることになる。そのため、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流がより少なくなると同時に、上側の弁隙間20bを通る吸気流がより多くなり、シリンダ2内のタンブルがより強く得られる。特に、下側の弁隙間20aを通る吸気流は、シリンダ2内のタンブルを弱めるように作用するのであるが、上記実施例では、上側の弁隙間20bを通る流れによりタンブルが強められるのみならず、このタンブルを弱めるように作用する下側の弁隙間20aを通る流れが抑制されることから、非常に効果的にタンブルが強化される。

#### 【0034】

このようにシリンダ2内に形成される強いタンブルは、燃費向上のために大量に排気還流を行う上で非常に有用であり、部分負荷域において、高排気還流率となる大量の排気還流を与えつつ吸気制御弁31を閉じて強いタンブルを生成することによって、安定した燃焼を実現でき、燃費向上を達成できる。

#### 【0035】

特に、上記の実施例では、図示の閉位置において、弁体33の延長部33bが隔壁11よりも上方つまり第1流路5A側に突出しているので、その背面側により効果的に低圧領域が発達し、間隙12を通した吸気の還流が確実に行われる。

#### 【0036】

そして、高速高負荷域などで吸気制御弁31が開位置となったときには、前述のように弁体33が隔壁11（フランジ部11B）と直線状に整列することで吸気抵抗の増加が回避されるとともに、延長部33bによって間隙12が狭められるため、吸気流の乱れが抑制される。なお、本実施例では、図1に示すように、弁体33が一定厚の板状ではなく、主弁部33aおよび延長部33bの双方で、先端へ向かって徐々に薄くなるテーパ状の断面形状を有しているので、吸気流が円滑に流れ、吸気抵抗がより低減する。

#### 【0037】

図6は、上記実施例の吸気装置における実際の吸気の流れを解析したものであり、各部の流れの速さおよび方向を、微細なベクトルつまり矢印でもって示している。矢印の粗密は、流量を示し、矢印が密に集まっている部位は、流量が大で



あることを意味する。また、図7は、比較例として、連通路となる間隙12を閉塞したものの吸気の流れを同様に示している。つまり、図7の構成は、単に隔壁11と吸気制御弁31とで吸気流を偏在させるようにした従来技術に相当する。なお、両者とも吸気制御弁31の開口率は同一（約20%）である。

#### 【0038】

これらの図を対比すれば明らかなように、比較例である図7のものでは、上側の第1流路5Aを通過した吸気流は、隔壁11の下流端11aよりも下流で下方へも拡散していくので、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流が少なからず存在する。なお、隔壁11の下側の第2流路5Bでは殆ど流れが見られず、淀んだ状態となる。これに対し、本発明の基本的構成を示す図6では、吸気弁7寄りの下側領域から下側の第2流路5Bを通して吸気が還流し、この結果、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流が極端に減少する。また、これに伴って上側の弁隙間20bを通る吸気流が増加する。従って、効果的にタンブルを強化できる。

#### 【0039】

図8は、図6もしくは図7のように隔壁11と吸気制御弁31とを用いた吸気装置におけるタンブルの強さと吸入空気量との関係を示している。なお、ここでは、タンブルの強さを、吸気行程中のタンブル比の最大値でもって表している。一般に、タンブルが弱いと燃焼が遅く不安定となる傾向があり、タンブルが強いと燃焼が速く安定となる。図の実線で示す特性は、図7の比較例の場合の関係を示しており、開口率を小さく設定するほどタンブルが強くなるものの吸入空気量が少なくなり、逆に、開口率を大きく設定するほど吸入空気量が多く得られるもののタンブルが弱くなる、という相関関係がある。吸入空気量が少なくなることは、タンブルの生成が可能な運転領域（つまり吸気制御弁31を閉じることができ運転領域）が狭いことを意味し、吸入空気量が多いことは、逆にその運転領域が広いことを意味する。間隙12を通した還流を利用した本発明によれば、破線で示すような領域に、タンブル強さと吸入空気量との相関を得ることができる。つまり、同一のタンブル強さであれば、吸入空気量をより大きく確保でき、また同一の吸入空気量（開口率）であれば、タンブルをより強く得ることができる。

## 【0040】

従って、燃費向上手段として前述したように大量排気還流と強いタンブルとを組み合わせた運転を、より広い運転領域において行うことができ、内燃機関全体として、大幅な燃費向上が図れる。そして、同じ運転領域で比較すると、タンブルがより強く生成されることから、より大量の排気還流が可能となり、一層の燃費向上が可能である。

## 【0041】

また、さらに、上記実施例では、隔壁11の中央部に凹溝部11Aを設けることで、吸気ポート5の壁面に近い両側部に比べて吸気ポート5の中心付近に十分に大きな間隙12を確保するようにしたので、上述の還流作用をより一層効果的に得ることができる。つまり、吸気制御弁31下流での負圧発生は、吸気流の流速に依存しており、この流速は、吸気ポート5の壁面に近い位置よりも吸気ポート5の中心付近で高くなるので、吸気ポート5の中心付近で相対的に強い負圧が発生する。そのため、吸気ポート5の中心付近に十分に大きな間隙12を確保することで、吸気ポート5の中心付近での高い流速を有効に利用して、還流作用を一層効果的に得ることができる。しかも、吸気制御弁31が閉じた状態で第1流路5A側を流れる吸気流は、上記凹溝部11Aによって案内かつ整流され、凹溝部11Aにより生じた大きな間隙12の上を通過して、より円滑に流れるため、還流作用がより強化される。

## 【0042】

また、上記のような還流作用を十分に得るためには、それに見合った間隙12の大きさ（流路面積）が必要であるが、隔壁11の上流端11bの位置と弁体33の下流端33cの位置とが同じであれば、凹溝部11Aを形成することによって、吸気制御弁31の閉位置での間隙12の流路面積が増加する。換言すれば、同一の流路面積を確保しようとする場合に、吸気制御弁31の位置を相対的に下流側に配置することが可能であり、例えばブランチ部23の下流側の直線状部分が短いような場合に、吸気制御弁31開位置での吸気抵抗増加を抑制できる。

## 【0043】

さらに、上記凹溝部 11A の存在によって、上述のように燃料噴霧 F と隔壁 11 との干渉を回避しつつ、より下流側まで隔壁 11 を延ばすことができる。そのため、タンブル強化の上で一層有利となる。

#### 【0044】

なお、図 6 に例示するように吸気制御弁 31 の弁体 33 が隔壁 11 に対しほぼ垂直であると、隔壁 11 の中央部（凹溝部 11A 部分）と両側部（フランジ部 11B）とで、間隙 12 の幅は一定となるが、このような場合でも、隔壁 11 の上流端 11b が直線である（つまり凹溝部 11A を具備しない場合）よりも、両者間の流路面積は大となる。そして、図 1 のように弁体 33 の傾斜角  $\theta$  が  $90^\circ$  よりも小さければ、隔壁 11 の中央部での間隙 12 が相対的に大きなものとなる。

#### 【0045】

次に、図 9～図 12 は、この発明の第 2 実施例を示している。この実施例では、隔壁 11 の中央部に、一对の凹溝部 11A が平行に形成されており、両者間に、両側のフランジ部 11B と同一面上に位置するランド部 11C が設けられている。上記の一对の凹溝部 11A は、互いに同一の断面形状を有し、かつ、隔壁 11 の上流端 11b から下流端 11a に亘って一定断面形状に形成されている。具体的には、図 11 に示すように、楕円を長軸に沿って 2 分したような断面形状にそれぞれ凹んでいる。そして、特に、この実施例では、図 11 に示すように、燃料噴射弁 41 から噴射された一对の噴霧 F の一部が、ちょうど隔壁 11 の下流端 11a において各凹溝部 11A の内側の領域を通過するように、各凹溝部 11A の位置や大きさが設定されている。

#### 【0046】

この実施例においても、凹溝部 11A の形成によって、図 12 に示すように十分に大きな間隙 12 が確保され、また隔壁 11 の長さをより長くできることから、前述した第 1 実施例と同様の作用効果を得ることができる。また、特に、図 9 から明らかなように、一对の凹溝部 11A によって整流かつ案内された一对の吸気流が、それぞれ各吸気弁 7 を指向して直線的に流れるようになるので、一对の吸気弁 7 の間に位置する吸気ポート 5 内の中央壁部 15 に衝突する流れが少なくなる、という利点がある。

**【図面の簡単な説明】****【図 1】**

この発明に係る吸気装置の第 1 実施例を示す断面図。

**【図 2】**

この第 1 実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

**【図 3】**

図 1 の  $\alpha - \alpha$  線に沿った要部の断面図。

**【図 4】**

図 1 の矢印  $\beta$  方向から見た矢視図。

**【図 5】**

第 1 実施例の構成を模式的に示した構成説明図。

**【図 6】**

この吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

**【図 7】**

比較例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

**【図 8】**

タンブルの強さと吸入空気量との関係を示す特性図。

**【図 9】**

この発明に係る吸気装置の第 2 実施例を示す断面図。

**【図 1 0】**

この第 2 実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

**【図 1 1】**

図 9 の  $\alpha - \alpha$  線に沿った要部の断面図。

**【図 1 2】**

図 9 の矢印  $\beta$  方向から見た矢視図。

**【符号の説明】**

3…シリンダヘッド

5…吸気ポート

7…吸気弁

1 1 …隔壁

1 1 A …凹溝部

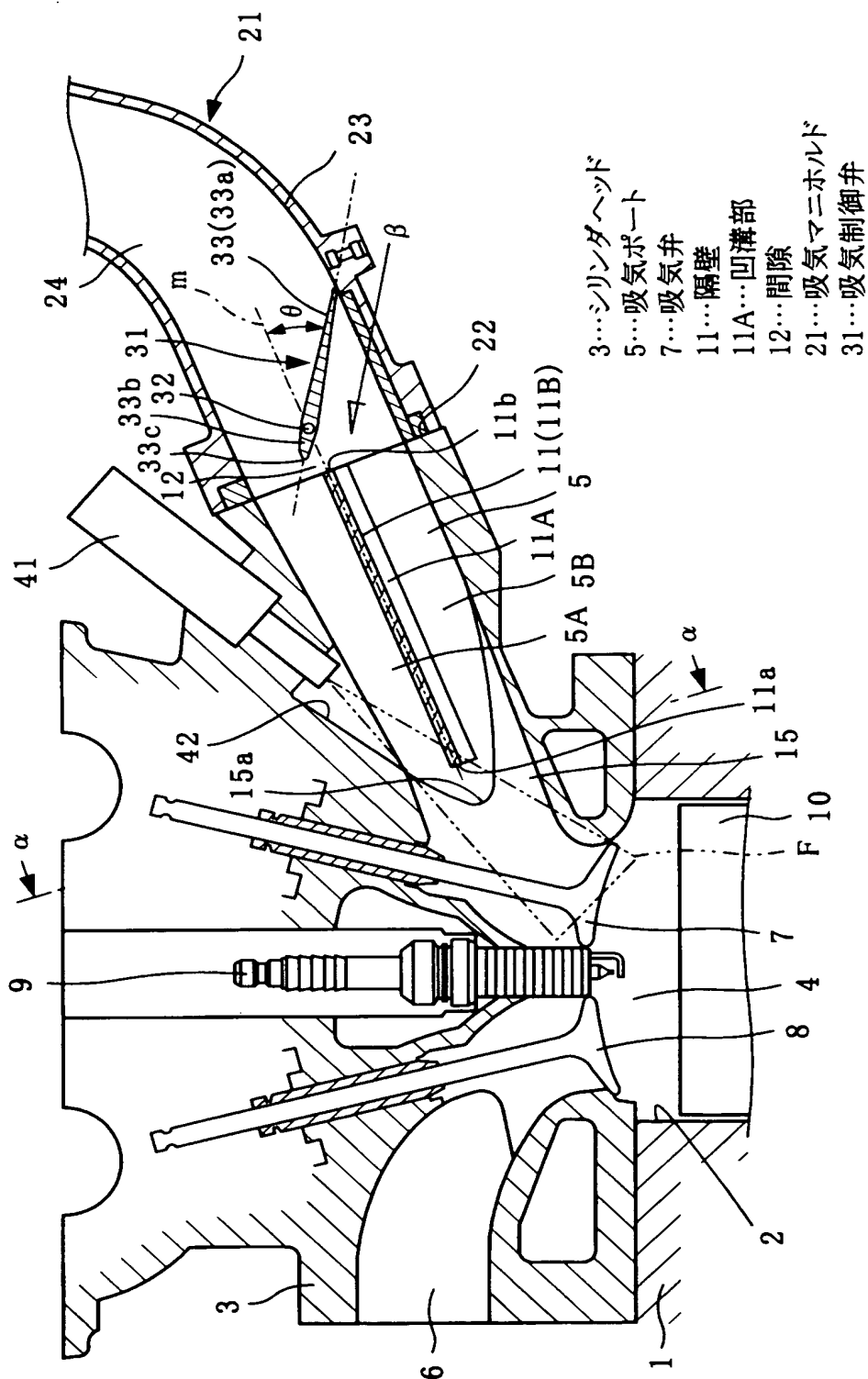
1 2 …間隙

2 1 …吸気マニホルド

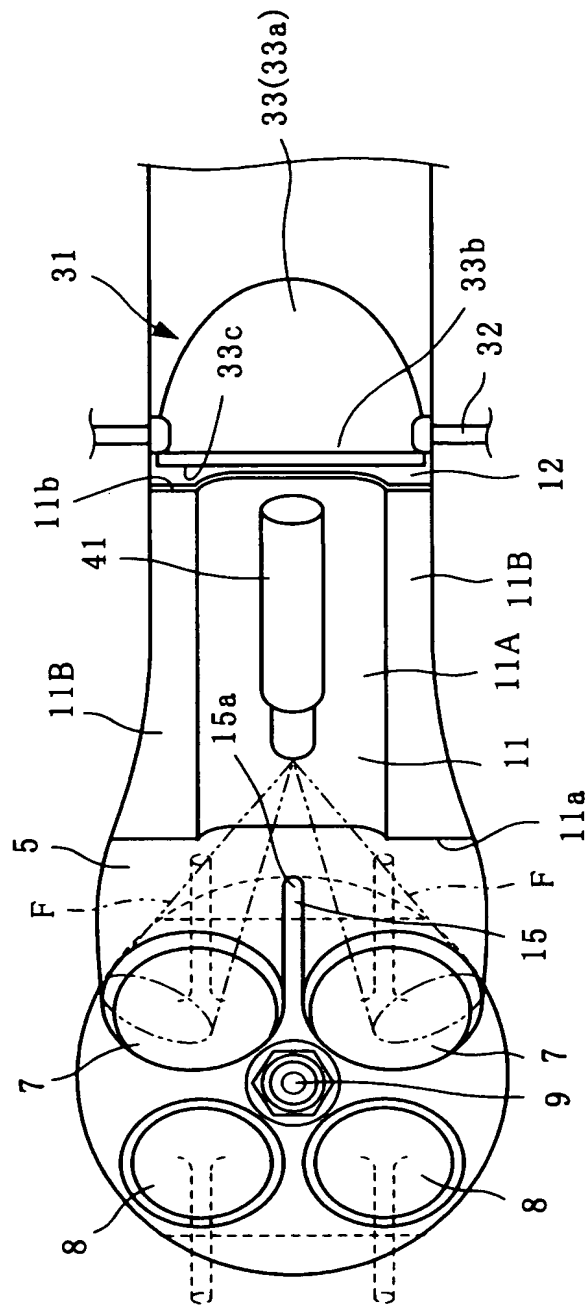
3 1 …吸気制御弁

【書類名】 図面

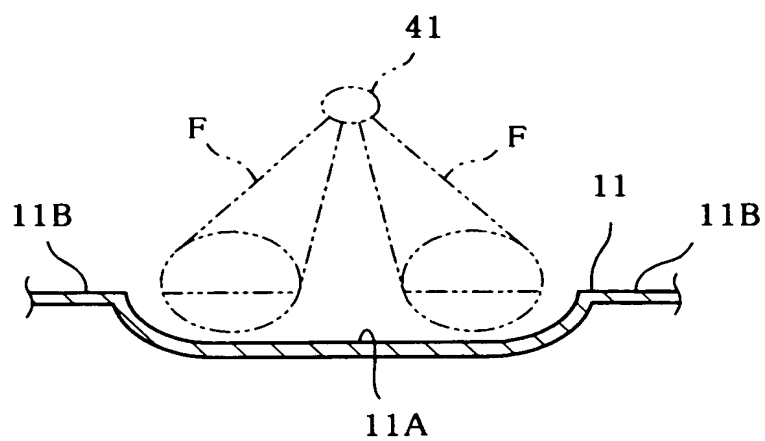
【図 1】



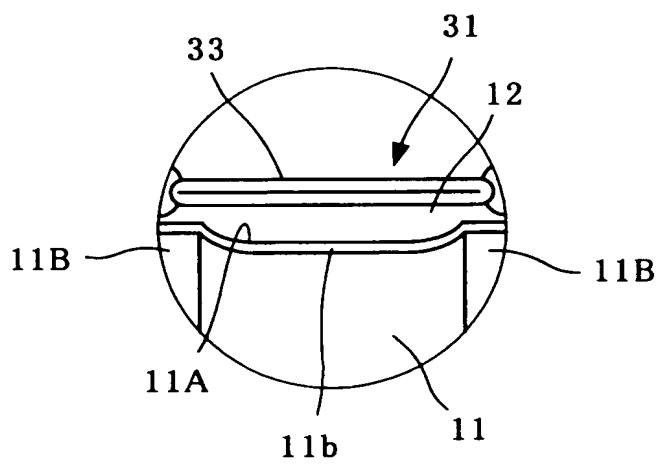
【図 2】



【図 3】



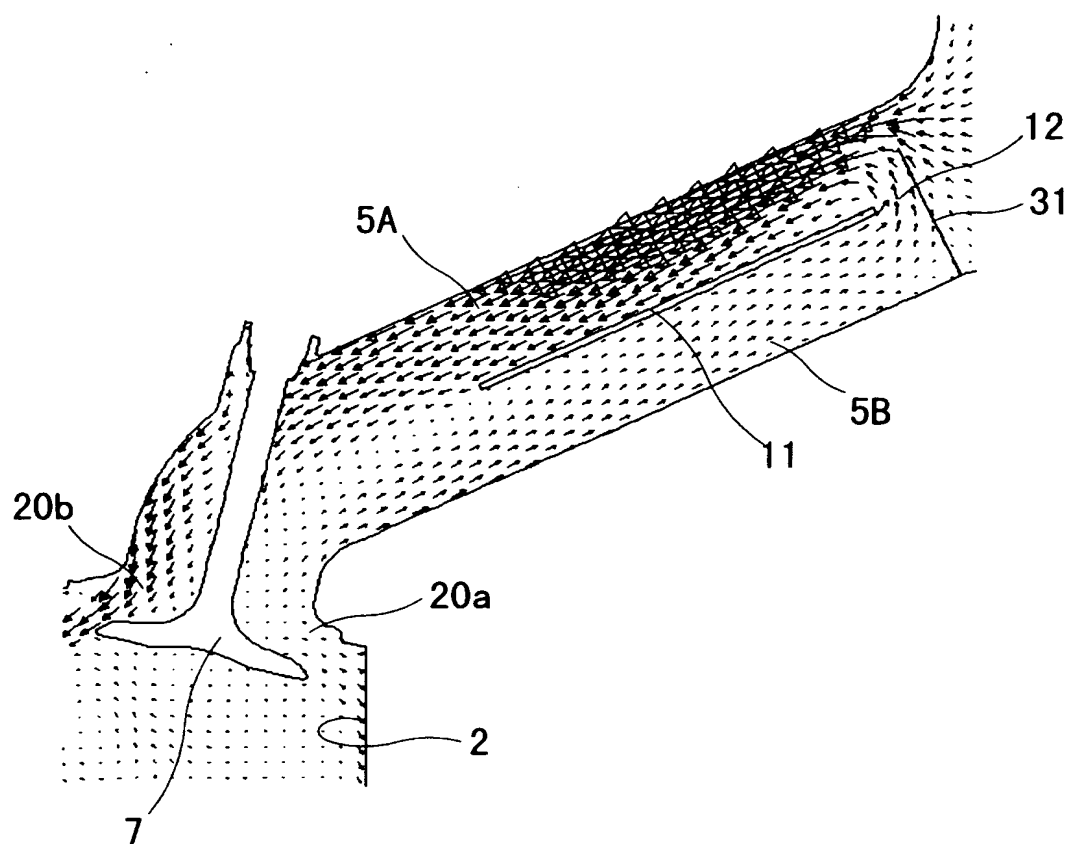
【図 4】



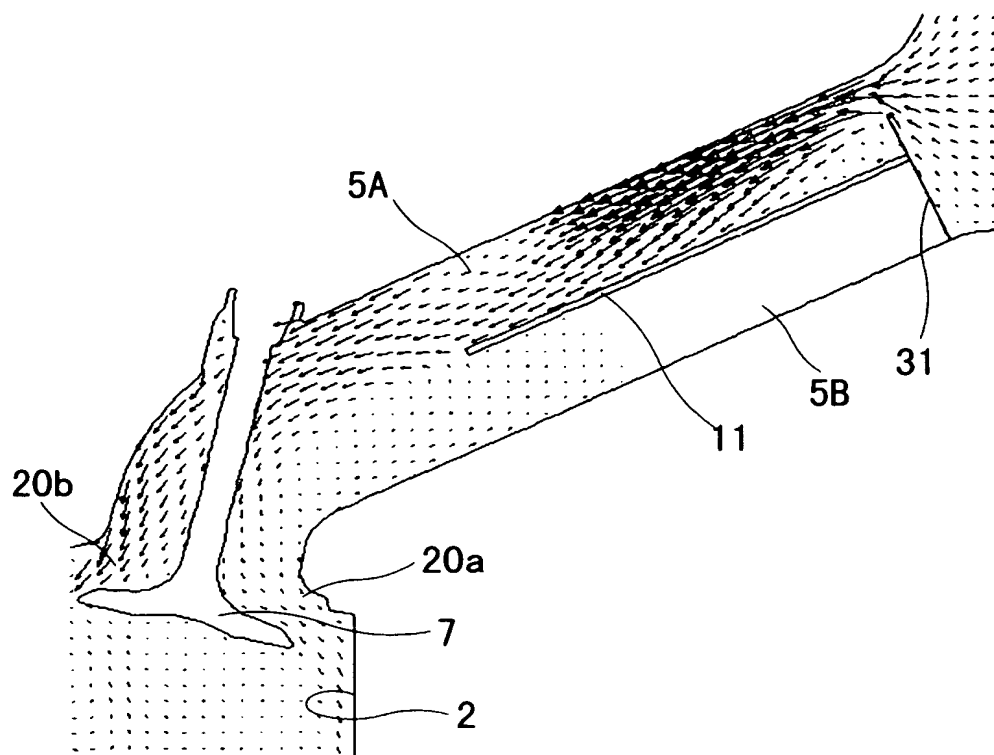




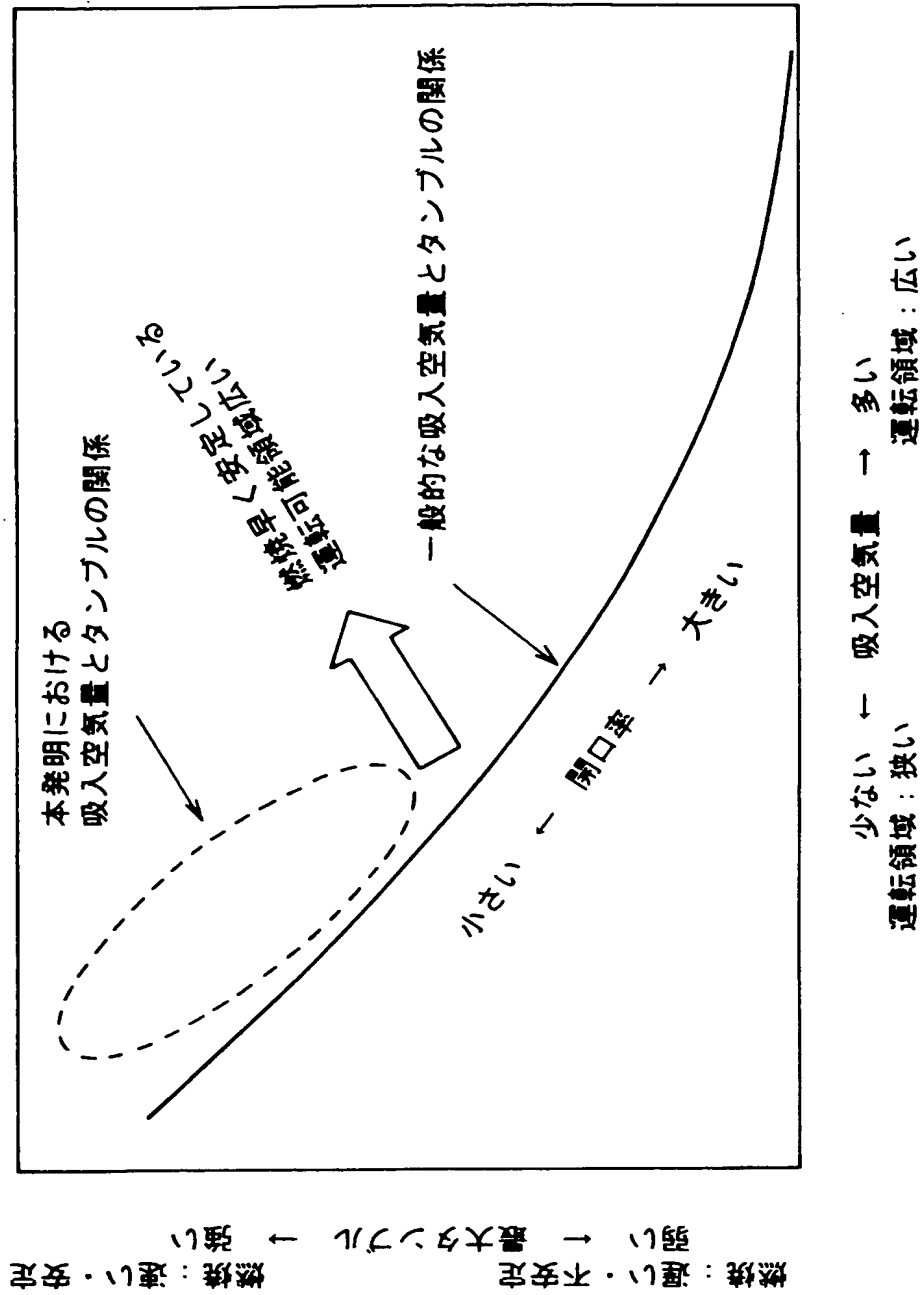
【図 6】



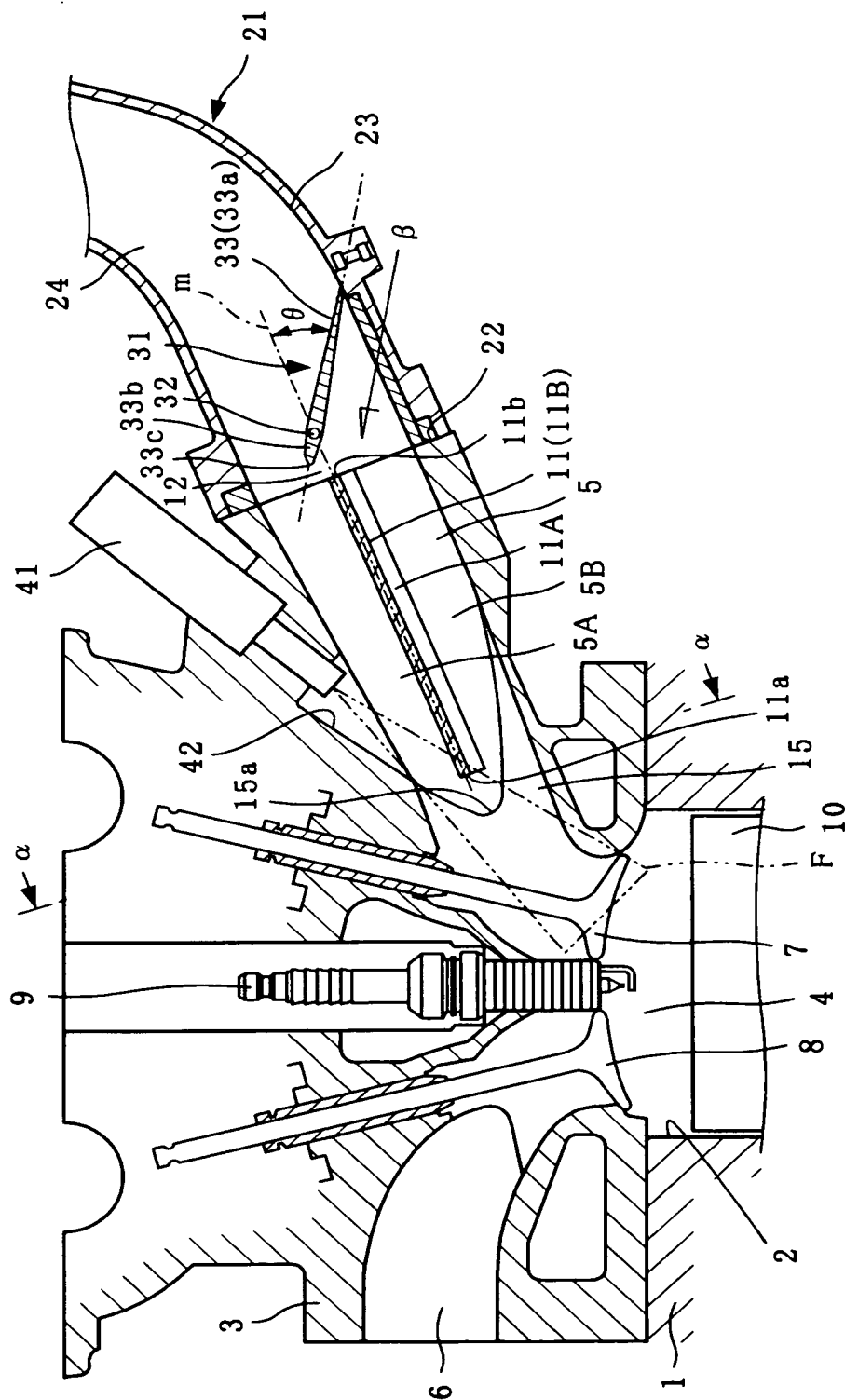
【図 7】



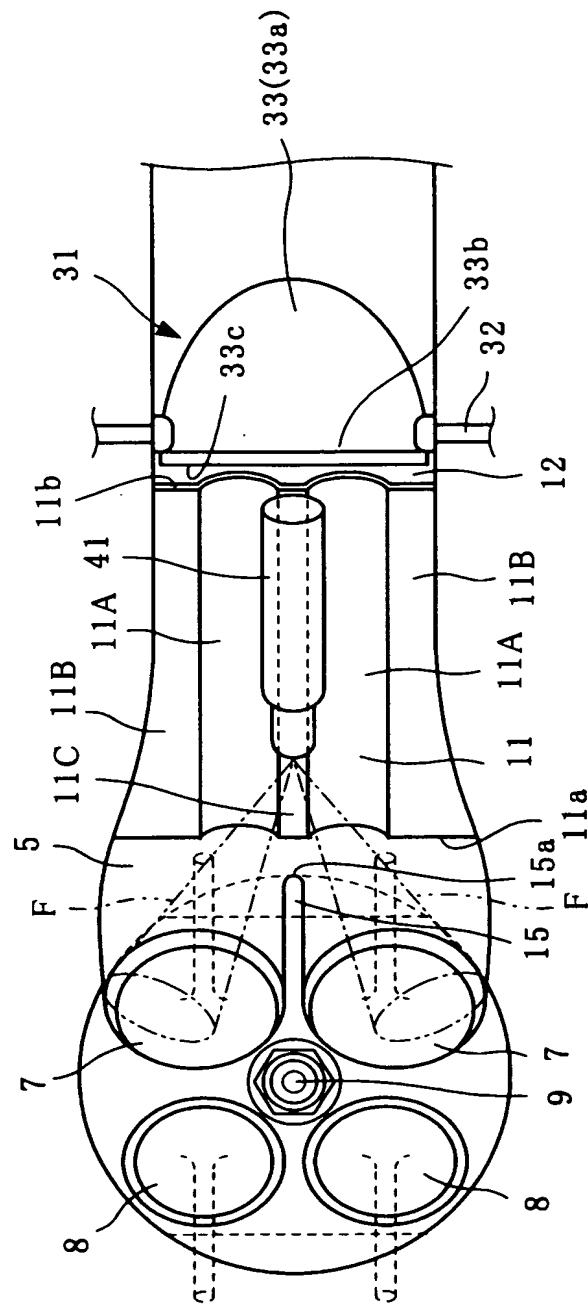
【図 8】



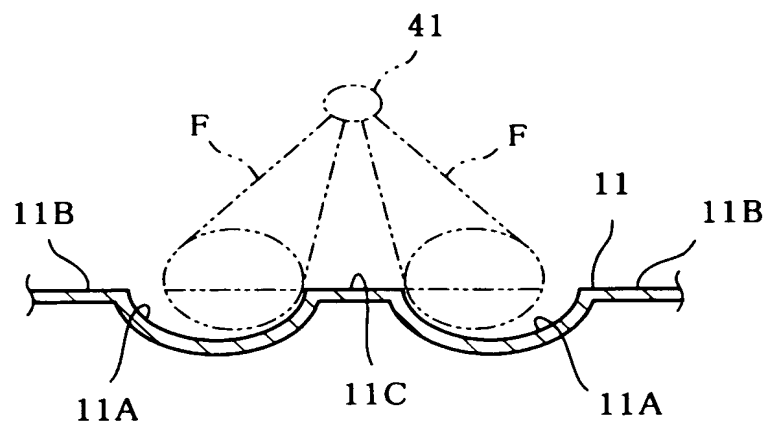
【図 9】



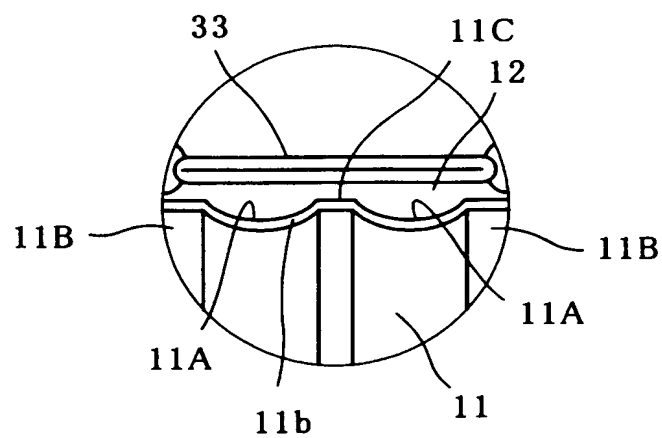
【図 10】



【図 11】



【図 12】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 吸気ポート 5 の開口率を過度に小さくすることなく、シリンダ 2 内のタンブルを強化する。

【解決手段】 吸気ポート 5 内に長手方向に沿った隔壁 11 が設けられ、上側の第 1 流路 5 A と下側の第 2 流路 5 B とに区画される。隔壁 11 の上流側に吸気制御弁 31 が配置され、隔壁 11 と弁体 33 との間に間隙 12 が形成される。隔壁 11 の中央部が凹溝部 11 A として第 2 流路 5 B 側に凹んでおり、これにより弁体 33 の閉位置での間隙 12 は、中央部で相対的に大きい。吸気制御弁 31 を閉位置とすると、吸気流が上側の第 1 流路 5 A のみに絞られると同時に、弁体 33 下流に低圧領域が生じ、その圧力差によって、第 2 流路 5 B の下流端から吸気を取り込まれ、間隙 12 から第 1 流路 5 A へと還流する。そのため、吸気弁 7 の下側の弁隙間を通る流量が減少し、上側の弁隙間を通る流量が増大して、タンブルがより強化される。

【選択図】 図 1



特願 2 0 0 3 - 1 0 0 2 0 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [ 0 0 0 0 0 3 9 9 7 ]

|          |                     |
|----------|---------------------|
| 1. 変更年月日 | 1 9 9 0 年 8 月 3 1 日 |
| [変更理由]   | 新規登録                |
| 住 所      | 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地  |
| 氏 名      | 日産自動車株式会社           |